

Розділ 7

МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН, ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

УДК 624.078

ВИГОТОВЛЕННЯ І МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ АПАРАТІВ ВИСОКОГО ТИСКУ, ПІДСИЛЕНИХ ОБМОТУВАННЯМ СКЛОПЛАСТИКОМ

*Павло Федірко, к. т. н., Владлен Девін, к. т. н., Василь Ткачук, к. т. н.,
Василь Бурдега, к. т. н.*

Подільський державний університет,

вул. Шевченка, 13, м. Кам'янець-Подільський, Хмельницька обл., Україна,

e-mail: polfedirko@gmail.com, dvvkr.123@gmail.com, twskmg@gmail.com,

burdega_vasil@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.159>

Федірко П., Девін В., Ткачук В., Бурдега В. Виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску, підсиленних обмотуванням склопластиком

Апарати високого тиску широко використовують у галузі переробки сільськогосподарської продукції, харчових виробництв, у різних галузях промисловості. Від досконалості їхньої конструкції залежать надійність роботи апаратів, безпека обслуговуючого персоналу, продуктивність і в кінцевому підсумку собівартість продукції. Особливістю проектування апаратів є те, що їх розрахунок регламентується численними нормативними документами: державними і галузевими стандартами, нормами тощо.

У результаті моделювання й розрахунку проаналізовані апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком, визначені еквівалентні напруження і натяги. Визначено вагові співвідношення. Апарати в такому виконанні є міцними і найменш металомісткими, що суттєво зменшує вагу.

Результатом представленої роботи є висновок про те, що спроектувати апарат високого тиску на основі багатошарової конструкції з використанням обмотування циліндра склопластиком є більш доцільним. Використання представлених теоретичних викладок дозволить дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів, зменшити металомісткість устаткування, збільшити надійність його роботи, знизити собівартість і, зрештою, підвищити якість продукції, яка виробляється. При цьому основою розрахунків є правильний вибір і складання розрахункових схем, опрацювання різних типів конструкцій та алгоритмів. Основними методиками розрахунку апаратів високого тиску є використання загального рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе та визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску.

Подальше застосування теоретичних розрахунків на стадії проектування дасть змогу розробникам знайти оптимальні геометричні форми й розміри вузлів конструкції, виходячи з навантажень, які реально діють у процесі експлуатації установки, що не завжди можливо зробити з використанням аналітичних залежностей.

Ключові слова: апарат високого тиску, багатошарові конструкції, циліндричні обичайки, масообмін, формула Ламе.

Fedirko P., Devin V., Tkachuk V., Burdeha V. Manufacturing and mathematical models of high-pressure apparatus reinforced with fiberglass winding

High-pressure equipment is widely used in the field of agricultural processing, food production, in various industries. The improvement of their design depends on the device reliability, safety of service personnel, productivity and ultimately the cost of production. A feature of the devices design is that their calculation is governed by numerous regulatory documents – state and industry standards, norms etc.

As a result of modeling and calculation, high-pressure devices in the form of a cylinder wrapped in fiberglass are analyzed, equivalent stresses and tensions are defined. Weight ratios are determined. Devices in three-layer design are strong and the least metal-intensive, which significantly reduces weight.

The result of the presented work provides the conclusion that it is more expedient to design a high-pressure apparatus on the basis of a multilayer construction using a fiberglass cylinder winding. The use of the described theoretical calculations will make it possible to fulfill all requirements imposed by the current regulatory documents, reduce the metal consumption of equipment, increase reliability of its operation and reduce the cost, and, finally, improve the quality of the products. The basis of calculations is the correct choice and compilation of calculation schemes, processing of different types of structures and algorithms. The main methods of calculating high-pressure apparatus are the use of the general equation of mass transfer using the Lamé formula and the determination of equivalent stresses in the elements of the high-pressure apparatus.

Further application of theoretical calculations at the design stage will allow developers to find the optimal geometric shapes and sizes of structural units, based on the loads actually acting during the installation operation, which is not always possible using analytical dependencies.

Key words: high-pressure apparatus, multilayer structures, cylindrical shells, mass transfer, Lamé's formula.

Постановка проблеми. Апарати високого тиску широко використовують у галузі переробки сільськогосподарської продукції, харчових виробництв, у різних галузях промисловості. Від досконалості їхньої конструкції залежать надійність роботи апаратів, безпека обслуговуючого персоналу, продуктивність і в кінцевому підсумку собівартість продукції. Процес конструювання апаратів високого тиску неможливий без складання математичних моделей, застосування складного математичного апарату і сучасного комп'ютерного забезпечення.

Особливістю проектування апаратів високого тиску є те, що їх розрахунок регламентується численними нормативними документами: державними, галузевими стандартами, нормами, технічними умовами тощо. Тому для моделювання й розрахунку апаратів високого тиску нами було проаналізовано і наглядно доведено, що використання багатопарових циліндрів є доцільним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкції посудин та апаратів високого тиску визначаються вимогами хіміко-технологічного процесу, експлуатаційними параметрами й характеристиками (тиск, температура, властивості робочого середовища, режим роботи), продуктивністю та оснащенням технологічним устаткуванням заводів-виробників, умовами транспортування і монтажу. Конструкції посудин високого тиску повинні відповідати вимогам нормативного документа НПАОП 0.00-1.07-94 [6]. Розрахунок на міцність посудини або апарата зводиться до перевірки виконання умов міцності, а в низці випадків і стійкості його окремих елементів, таких як обичайки, кришки, днища тощо. Розрахунок циліндричних і конічних обичайок, випуклих і плоских днищ та кришок регламентує стандарт, загальні технічні вимоги – ГОСТ Р 52630-2012 [4].

Для розрахунку будь-якого елемента обладнання, крім його геометричних розмірів, необхідно задати такі вихідні дані: марку сталі, розрахункову температуру, розрахунковий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, коефіцієнт запасу міцності зварних швів, модуль поздовжньої пружності (під час розрахунку елементів устаткування на стійкість). Розрахунок проводять для робочих умов і умов гідралічних випробувань (розрахункову температуру приймають у цьому разі рівною

60 °С) [5]. Марку сталі вибирають залежно від корозійних властивостей робочого середовища з умови, що швидкість корозії не повинна перевищувати 0,1 мм/рік. Розрахункову температуру використовують для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу й допустимих напружень, а також під час розрахунку на міцність з урахуванням температурних впливів [7]. При цьому основою розрахунків є правильний вибір і складання розрахункових схем, опрацювання різних типів конструкцій та алгоритмів. Основними методиками розрахунку апаратів високого тиску є використання загального рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе та визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску.

Постановка завдання. Наше завдання полягає у вдосконаленні методики проектування апаратів високого тиску за рахунок використання багатопарових оболонок.

Виклад основного матеріалу. Алгоритм розрахунку апарата високого тиску на міцність покажемо на прикладі реактора для надкритичної CO₂ екстракції.

Для екстракції з насіння рослин використовують як екстрагент вуглекислий газ під великим тиском. Кінетика екстракції описується загальним рівнянням масообміну:

$$\mu = k \cdot \Delta c \cdot F \cdot \tau, \quad (1)$$

де μ – кількість екстрагованої речовини; k – коефіцієнт масопередачі; Δc – середня різниця концентрацій екстрагованої речовини у твердій і рідкій фазах, яка залежить від тиску, температури, різниці потенціалів тощо; F – площа міжфазної поверхні, для збільшення якої подрібнюють екстрагент; τ – тривалість процесу.

Корпуси посудин реакторів виготовляють із нержавіючої сталі у вигляді циліндричних, конічних або сферичних оболонок. Найпростішим способом є виготовлення з монолітного циліндра. Але внутрішній тиск у такому циліндрі не може перевищувати допустимих значень, які знаходять з виразу [6]: $P_{\max} \leq \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$, $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} = 131 \text{ МПа}$, для циліндра зі сталі 12X18H10T, в якій $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$ і зовнішній діаметр прямує до безмежності,

$P_{\max} = \frac{196}{\sqrt{3}} = 113 \text{ МПа}$. Для циліндричної посудини з розмірами зовнішнього діаметра 209 мм та внутрішнього 190 мм і довжиною 1000 мм значення максимального тиску знаходять за формулою згідно з енергетичною теорією [2; 4]:

$$P_{\max} = \frac{[\sigma] \cdot (1 - k^2)}{\sqrt{3}} = \frac{131 \cdot (1 - 0,909)}{\sqrt{3}} = 13 \text{ МПа},$$

де $k = \frac{r_{\text{зовн}}}{r_{\text{внутр}}} = \frac{10,45}{9,5} = 0,909$.

Для екстракції олії з насіння амаранту технологічний процес потребує тиску до 50 МПа, і тому циліндр потрібно підсилювати. Для підвищення значення технологічного тиску в циліндрі використовують такі методи: 1) на монолітний циліндр із натягом напресовують один чи два циліндри [8; 9]; 2) на поверхню циліндра встановлюють пружні кільця [11]; 3) поверхню циліндра обмотують металічною рулоною стрічкою [1; 3]; 4) циліндр обмотують «сухим» або «мокрим» способом скляними, вуглецевими тощо волокнами або стрічками [3; 7].

Розглянемо підвищення несучої здатності оболонки циліндричної посудини з розмірами зовнішнього діаметра 209 мм та внутрішнього 190 мм і довжиною 1000 мм, обмоткою нитками, джгутами або тканинами, просоченими смолами «сухим» або «мокрим» способом. Характеристики волокон і матеріалів наведені в таблиці [2; 3].

Як математичну модель приймають циліндричну оболонку, закриту з обох боків кришками під дією внутрішнього тиску $P = 50 \text{ МПа}$. Вихідні дані приймаємо такі ж, як у праці [10]. Напруже-

но-деформований стан визначаємо сумою напружень за безмоментною теорією і напружень від розподілених по краях радіальних сил Q_0 та зникаючих моментів M_0 .

Величини внутрішніх сил за безмоментною теорією записуються [1; 3] в такому вигляді:

$$N_x = \frac{a_{16} \cdot a_{26} - a_{22} \cdot a_{66}}{a_{21} \cdot a_{66} - a_{16}^2} \cdot r_1 \cdot P = \frac{(-0,541 \cdot 10^{-4})(-0,758 \cdot 10^{-4}) - (2,575 \cdot 10^{-4}) \cdot (1,531 \cdot 10^{-4})}{(-0,006 \cdot 10^{-4}) \cdot (0,575 \cdot 10^{-4}) - (-0,541 \cdot 10^{-4})^2} \cdot P \cdot r_1 = 11,5 \cdot P \cdot r_1$$

$$N_\phi = P \cdot r_1 \quad (3)$$

$$N_{xp} = \frac{a_{12} \cdot a_{16} - a_{11} \cdot a_{26}}{a_{11} \cdot a_{66} - a_{16}^2} \cdot r_1 \cdot P = \frac{(-0,006 \cdot 10^{-4})(-0,541 \cdot 10^{-4}) - (-0,758 \cdot 10^{-4}) \cdot (0,781 \cdot 10^{-4})}{(-0,781 \cdot 10^{-4}) \cdot (2,575 \cdot 10^{-4}) - (-0,541 \cdot 10^{-4})^2} \cdot P \cdot r_1 = 0,353 \cdot P \cdot r_1$$

де r_1 – внутрішній радіус оболонки.

Нехай оболонка виготовлена з ортотропного матеріалу з такими пружними характеристиками:

$$E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, E_2 = 0,5 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

$$\nu_1 = 0,2, \nu_2 = 0,05, G = 0,455 \cdot 10^4 \text{ МПа},$$

$$a_{11} = 0,781 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, a_{22} = 1,531 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа},$$

$$a_{12} = -0,006 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, a_{66} = 2,575 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа},$$

$$a_{16} = -0,541 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, a_{26} = -0,758 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}.$$

Значення напружень за безмоментною теорією будуть:

$$\sigma_{11} = \frac{N_x}{h} = 11,5 \frac{P \cdot r_1}{h}, \sigma_{22} = \frac{P \cdot r_1}{h}, \sigma_{12} = 0,353 \frac{P \cdot r_1}{h} \quad (5)$$

де r_1 – внутрішній радіус оболонки, h – товщина оболонки.

Таблиця. Характеристики волокон і матеріалів
Table. Characteristics of fibers and materials

Матеріал	$\gamma \cdot 10^{-4}, \text{ Н/м}^3$	$\sigma_\epsilon^+, \text{ МПа}$	$\sigma_\epsilon^+ / \gamma, \text{ кН}$	$E \cdot 10^{-5}, \text{ МПа}$	$E / \gamma, \text{ кН}$
Волокна					
Скляні ВМП	2,6	480	146	0,095	36,5
Карбонові	1,7	300	167	0,030	175
Матеріали					
СВАМ	1,9	350	22	0,35	18,4
Склотекстоліт	1,85	370	20	0,21	11,3
Вуглепластик КМУ-1У	1,5	1000	67	18	120
Сталь 30ХГСА	7,85	287	72	2,0	27

Оскільки оболонка з обох боків закрита кришками, то вона навантажується по краях рівномірно розподіленими радіальними силами Q_0 і згинальними моментами M_0 . Напружено-деформований стан оболонки за моментною теорією [1] описується рівнянням

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4k^4 w = \frac{P}{D_1}, \quad (6)$$

де D_1 – циліндрична жорсткість в осьовому напрямі:

$$D_1 = \frac{E^1 h^3}{12(1-\nu_1\nu_2)}, \quad k = \sqrt[4]{\frac{E_1}{E_2} \cdot \frac{3(1-\nu_1\nu_2)}{r^2 h^2}}.$$

Загальний розв'язок рівняння записується так:

$$W = -\frac{\rho r^2}{E_1 h} + e^{-kx} (C_1 \cos kx + C_2 \sin kx) + e^{kx} (C_3 \cos kx + C_4 \sin kx) \quad (7)$$

Оскільки довжина оболонки на порядок більша від радіуса, то у виразі (7) сталі $C_3 = C_4 = 0$ і розв'язок набуде вигляду:

$$W = -\frac{\rho r^2}{E_1 h} + e^{-kx} (C_1 \cos kx + C_2 \sin kx). \quad (8)$$

Запишемо граничні умови на краю при $x = 0$, $M = M_0$, $Q = Q_0$:

$$\left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)_{x=0} = 2k^2 e^{-kx} (-C_1 \cos kx + C_2 \sin kx)_{x=0} = \frac{M_0}{D_1},$$

$$\left(\frac{d^3 w}{dx^3} \right)_{x=0} = 2k^3 e^{-kx} [(C_2 + C_1) \cos kx + (C_2 - C_1) \sin kx]_{x=0} = \frac{Q_0}{D_1}$$

або $-C_2 k_2 = \frac{M_0}{D_1}$, $(C_2 + C_1) 2k^3 = \frac{Q_0}{D_1}$, звідки

$$C_2 = -\frac{M_0}{2k^2 D_1}, \quad C_1 = \frac{M_0}{2k^2 D_1} + \frac{Q_0}{2k^3 D_1} \quad (9)$$

Тепер загальний розв'язок запишеться в такому вигляді:

$$W = -\frac{\rho r^2}{Eh} + \frac{M_0}{2k^2 D_1} e^{-kx} (\cos kx - \sin kx) + \frac{\rho_0}{2k^3 D_1} e^{-kx} \cos kx \quad (10)$$

Користуючись функціями Крилова, прогин і похідні записуються так:

$$W = -\frac{\rho r^2}{Eh} + \frac{M_0}{2k^2 D_1} \psi(kx) + \frac{\rho_0}{2k^3 D_1} \eta(kx); \quad (11)$$

$$\frac{dw}{dx} = \frac{M_0}{2k D_1} \eta(kx) + \frac{\rho_0}{2k^2 D_1} \varphi(kx); \quad (12)$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{M_{11}}{D_1} = \frac{M_0}{D_1} \varphi(kx) + \frac{\rho_0}{2k D_1} \zeta(kx); \quad (13)$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = \frac{Q_{12}}{D_1} = -2k \frac{M_0}{D_1} \zeta(kx) + \frac{\rho_0}{D_1} \psi(kx). \quad (14)$$

Найбільше значення напружень ϵ в защемленні при $x = 0$:

$$\sigma_{11} = \frac{6M_{11}}{k^2} = \frac{M_0}{D_1} \varphi(0) + \frac{\rho_0}{2k D_1} \zeta(0) \quad (15)$$

Повні напруження знаходяться сумою:

$$\sigma_x^n = \sigma_{M_0} (\cos k + \sin k) e^{-k} + \frac{N_x}{h} - \frac{\rho r_1}{2h}; \quad (16)$$

$$\sigma_\varphi^n = \frac{N_\varphi}{h} -$$

$$-v \left[\sigma_{M_0} (\cos k + \sin k) e^{-r} - 1,92 \sigma_k \sin k e^{-k} \right] \quad (17)$$

Обмотка циліндра проводиться таким чином, щоб отримати оболонку оптимальної конструкції, що проектується так, щоб розрахункове навантаження приводило до безмоментного стану. Оптимальні оболонки отримують в основному двома способами. За першим способом армуючі нитки утворюють сітку у вигляді паралелограма. Такі оболонки використовують, коли навантаження мало змінюється.

За другим способом оптимальні оболонки отримують намоткою шарів з різними кутами. Для визначення оптимального кута намотки, при якому циліндрична оболонка буде рівномірною, використовують критерій максимального паралельного напруження:

$$N_\theta \leq n h_i \sigma_b(\theta), \quad (18)$$

де $N_\theta = N_{11} \sin^2 \theta + N_{23} \cos^2 \theta$, N_{11} – осьове зусилля, N_{23} – кільцеве зусилля, θ – кут між кільцевим напруженням і ниткою, n – число шарів, h_i – товщина одного шару.

Нехай крок ниток у шарі t , загальне їх число n , то зусилля в перерізах оболонки становитимуть:

$$N_{11} = \frac{N \cdot n}{t} \cos^2 \alpha, \quad N_{22} = \frac{N \cdot n}{t} \sin^2 \alpha, \quad (19)$$

де N – зусилля в нитці. Рівняння рівноваги оболонки в поздовжньому і поперечному перерізах:

$$N_1 = \frac{\rho r_1}{2}, \quad N_2 = \rho r_1 \quad (20)$$

Прирівнюючи рівності (19) і (20), отримуємо:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = 2, \quad \frac{n}{l} = \frac{2 \rho r_1}{3 N} \quad (21)$$

Тобто при спіральній намотці кут намотки $\alpha = \operatorname{arctg} 2 = 54^\circ 41'$.

Визначимо товщину обмотки зі склотекстоліту з такими характеристиками [3]:

$$\sigma_{b1}^+ = 550 \text{ МПа}, \quad \sigma_{b1}^- = 270 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{b2}^+ = 305 \text{ МПа}, \quad \sigma_{b2}^- = 240 \text{ МПа},$$

$$\tau_{b(45^\circ)}^+ = 300 \text{ МПа}, \quad \tau_{b(45^\circ)}^- = 230 \text{ МПа}$$

(знак «+» при розтягуванні, «-» при стисканні).

$$\delta = \frac{1}{2} \rho_1 r_1 \left[2\Pi_{11}^0 + \Pi_{22}^0 + \sqrt{4\Pi_{1111}^0 + 4\Pi_{1122}^0 + \Pi_{2222}^0} \right], \quad (22)$$

де Π_{ij} – міцність при різних напружених сталях.

$$\Pi_{11}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} - \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{22}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b2}^+} - \frac{1}{\sigma_{b2}^-} \right) = 0,435 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{1111}^0 = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} + \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 7,63 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{2222}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} + \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 13,75 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{1122}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\tau_{b1}^+} + \frac{1}{\tau_{b1}^-} \right) = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа}.$$

Тепер з формули (22) при $r = 12$ см

$$\delta = \frac{10^{-3}}{2} 50 \cdot 12 \cdot 10^{-2} \left(-2 \cdot 0,96 - 0,435 + \right.$$

$$\left. + \sqrt{4 \cdot 7,63 + 4 \cdot 3,3 + 13,5} \right) = 1,4 \text{ см},$$

$$\delta = 14 \text{ мм}, \quad \gamma = 1,85 \cdot 10^{-4}, \text{ Н/м}^3.$$

І отримуємо вагу посудини:

$$G = \pi(10,45^2 - 9,5^2)100 \cdot 7,8 + \pi(11,85^2 - 10,45^2)100 \cdot 1,85 = 46,4 + 18,2 = 64,6 \text{ кг}.$$

Виготовлення циліндрів завдовжки 1000 мм з високою точністю є складною технологічною проблемою і потребує спеціального обладнання, але за теперішніх технологій це можливо. Розрахунки доцільніше виконувати з використанням

сучасних методик і програмних комплексів типу ПАССАТ тощо [9].

Висновки. У процесі роботи були проаналізовані апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком. Визначено вагові співвідношення. Апарати в такому виконанні є міцними і найменш металомісткими, що суттєво зменшує вагу. Застосування на стадії проектування більш економного, обмотаного склопластиком циліндра дасть змогу побудувати економний, неметаломісткий апарат високого тиску й дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів, зменшити металомісткість устаткування, збільшити надійність його роботи і знизити собівартість, підвищити якість продукції, яка випускається.

Бібліографічний список

1. Бажанов В. Л. Пластинки и оболочки из стеклопластиков. Москва: Машиностроение, 1970. 407 с.
2. Биргер И. А., Пановко Я. Г. Прочность. Устойчивость. Колебания. Москва: Машиностроение, 1968. Т. 2. 464 с.
3. Волокнистые и дисперсно-упрочненные композиционные материалы / под ред. Н. В. Агеева. Москва: Наука, 1976. 214 с.
4. ГОСТ Р52630-2012. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. Москва: Стандартиформ, 2013. URL: <https://pdfcoffee.com/gost-r-52630-2012pdf-pdf-free.html> (дата обращения: 30.04.2021).
5. Конструювання і розрахунок посудин та апаратів високого тиску / В. В. Іванченко, І. М. Генкіна, Г. В. Тараненко, Ю. М. Шгонда. Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля, 2010. 260 с.
6. НПАОП 0.00-1.59-87. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Київ: Держнаглядохоронпраці, 1998. 79 с.
7. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении. Москва: Машиностроение, 1988. Т. 2. 974 с.
8. Тимошенко С. П., Войновский-Кригар С. И. Пластины и оболочки. Москва: Машиностроение, 1986. 635 с.
9. Федірко П., Девін В., Ткачук В., Бурдега В. Технологія виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2021. № 25. С. 143-147.
10. Федірко П. П., Девін В. В., Ткачук В. С. Моделювання і розрахунок реактора високого тиску в програмному комплексі ПАССАТ. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. 2017. Вип. 6. С. 72-78.
11. Хисматуллин Е. Р., Королев Е. М., Лифшиц В. И. Сосуды и трубопроводы высокого давления: справочник. Москва: Машиностроение, 1990. 384 с.

Стаття надійшла 29.09.2022